

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平10-205898

(43)公開日 平成10年(1998) 8月4日

(51)Int.Cl.⁶

F 2 5 B 1/00

識別記号

3 8 9

F I

F 2 5 B 1/00

3 8 9 A

審査請求 未請求 請求項の数3 O L (全 7 頁)

(21)出願番号

特願平9-9710

(22)出願日

平成9年(1997) 1月22日

(71)出願人 000004260

株式会社デンソー

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地

(72)発明者 武内 裕嗣

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会
社デンソー内

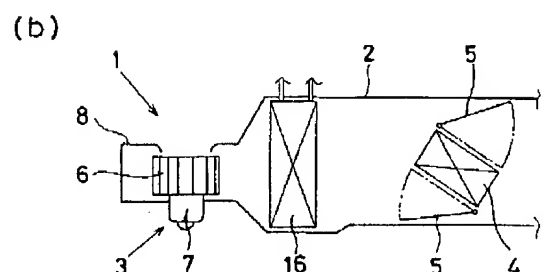
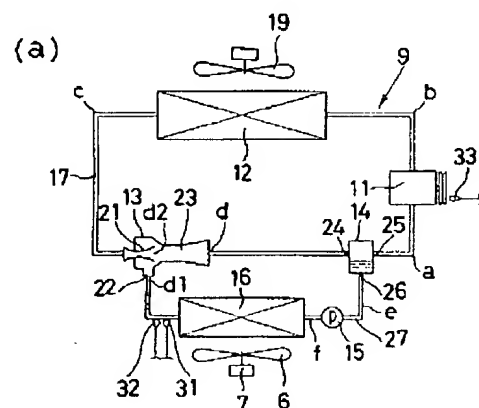
(74)代理人 弁理士 石黒 健二

(54)【発明の名称】 冷凍装置

(57)【要約】

【課題】 冷凍サイクル9の蒸発圧力やノズル効率を最適値で使用して冷凍能力の低下を防止することのできる空調ユニット1を提供する。

【解決手段】 コンプレッサ11、コンデンサ12、エジェクタ13および気液分離器14を冷媒配管17で環状に連結すると共に、気液分離器14の液冷媒出口部26とエジェクタ13の吸引部22とをバイパス配管27で連結し、そのバイパス配管27の途中にエバポレータ16を設置した冷凍サイクル9において、気液分離器14の液冷媒出口部26とエバポレータ16の入口側とを連結するバイパス配管27の途中に、エバポレータ16に強制的に液冷媒を供給する冷媒ポンプ15を設置した。そして、コンプレッサ11の回転速度に応じて冷媒ポンプ15の回転速度を制御するようにしてコンプレッサ11に吸引される冷媒流量を一定値とした。



【特許請求の範囲】

【請求項1】冷媒圧縮機、冷媒凝縮器、エジェクタおよび気液分離器を冷媒流路で環状に連結すると共に、前記気液分離器の液相冷媒側と前記エジェクタの吸引部とをバイパス配管で連結し、そのバイパス流路の途中に冷媒蒸発器を設置した冷凍サイクルを備えた冷凍装置において、

前記冷凍サイクルは、前記冷媒蒸発器に前記気液分離器内の液相冷媒を圧送する冷媒圧送手段を前記バイパス流路の途中に設けたことを特徴とする冷凍装置。

【請求項2】請求項1に記載の冷凍装置において、前記冷媒圧送手段は、前記気液分離器の液相冷媒側と前記冷媒蒸発器の入口側との間に連結する冷媒ポンプであり、

前記冷凍装置は、前記冷媒蒸発器の出口側の過熱度を検出する過熱度検出手段を有し、この過熱度検出手段で検出した検出値が設定値となるように前記冷媒ポンプの回転速度を増減する空調制御手段を備えたことを特徴とする冷凍装置。

【請求項3】請求項2に記載の冷凍装置において、前記空調制御手段は、前記冷媒圧縮機の回転速度を検出する回転速度検出手段を有し、この回転速度検出手段で検出した検出値が増加すればする程、前記冷媒ポンプの回転速度を遅くすることを特徴とする冷凍装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、エジェクタを組み込んだ冷凍サイクルを備えた冷凍装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】従来より、特開平5-312421号公報には、冷媒圧縮機、冷媒凝縮器、エジェクタ、第1冷媒蒸発器および気液分離器を冷媒配管により環状に連結すると共に、気液分離器で気相冷媒と分離された液相冷媒を減圧装置、第2冷媒蒸発器を設置したバイパス配管を介してエジェクタの吸引部に吸引させるようにした冷凍サイクルを備えた冷凍装置が提案されている。

【0003】そして、上記の従来の冷凍装置の冷凍サイクルは、図5に示したように、エジェクタ101のノズル102を通過する冷媒流量を調整して冷媒圧縮機の低速運転時の冷凍能力を増大させるか、あるいは高速運転時に余裕のある冷凍能力を適正化するために、エジェクタ101内のノズル102に、ノズル径を増減するための可変絞弁103を設けている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】ところが、従来の技術においては、エジェクタ101のノズル102内に可変絞弁103を設置して、ノズル102の入口乾き度（またはサブクール度）を調整することにより冷媒流量を制御しているので、ノズル出口径が冷媒流量に対して

常に最適な出口径になるとは限らず、ノズル効率の低下を招き（図6参照）、十分な冷凍能力が得られないという問題が生じる。

【0005】そこで、図7に示したように、ニードル弁104によりノズル出口径を可変できるノズル105も提案されているが、そのニードル弁104もノズル105内を流れる冷媒の抵抗部材となるため、上記と同様に、ノズル出口径が冷媒流量に対して常に最適な出口径になるとは限らず、ノズル効率の低下を招く（図8参照）。また、ノズル効率が低下した場合に、第2冷媒蒸発器に供給される冷媒流量が充分得られないので、エジェクタ101内の昇圧が低下してしまう（図9参照）。これにより、冷媒圧縮機の吸入圧力が低下するため、冷凍サイクル内を循環する冷媒の循環量が低下し、冷凍サイクルの冷凍能力が低下するという問題が生じている。

【0006】

【発明の目的】本発明の目的は、ノズル効率に影響を与えないエジェクタの吸引側に冷媒ポンプを設置することにより、ノズル効率が低下した時でも十分な冷凍能力を確保することのできる冷凍装置を提供することにある。また、冷凍サイクルの蒸発圧力やノズル効率を最適値で使用して冷凍サイクルの冷凍能力の低下を防止することのできる冷凍装置を提供することにある。さらに、冷媒圧縮機の回転速度の増減に拘らず冷凍サイクルの冷凍能力を略一定値に保つことのできる冷凍装置を提供することにある。

【0007】

【課題を解決するための手段】請求項1に記載の発明によれば、エジェクタのノズルに冷媒流量調整手段を設けるのではなく、冷凍サイクルの気液分離器の液相冷媒側とエジェクタの吸引部とを連結するバイパス流路の途中に、冷媒蒸発器に気液分離器内の液相冷媒を圧送する冷媒圧送手段を設けることにより、ノズル効率にあまり影響を与えない。また、冷媒蒸発器に強制的に冷媒を循環させることにより、昇圧性能が向上し、冷凍サイクルの蒸発圧力やノズル効率が最適値となるので、冷凍サイクルの冷凍能力の低下を抑えることができる。

【0008】請求項2に記載の発明によれば、過熱度検出手段で検出した冷媒蒸発器の出口側の過熱度が設定値となるように冷媒ポンプの回転速度を増速または減速することにより、冷媒蒸発器に供給される冷媒流量の変化が抑えられるので、冷媒蒸発器での熱伝達率が大幅に低下することはない。

【0009】請求項3に記載の発明によれば、回転速度検出手段で検出した冷媒圧縮機の回転速度が増加すればする程、冷媒ポンプの回転速度を遅くすることにより、冷媒蒸発器に供給される冷媒の変動分を吸収できる。それによって、冷媒圧縮機の吸入圧力を制御することにより、冷媒圧縮機の吸入比容積を変化させて、冷媒圧縮機に吸引される冷媒流量を略一定値に保つこともできる。

【0010】

【発明の実施の形態】

〔実施例の構成〕図1ないし図4は本発明の実施例を示したもので、図1(a)は車両用空調装置の冷凍サイクルを示した図で、図1(b)は車両用空調装置の通風系を示した図で、図2は車両用空調装置の制御系を示した図である。

【0011】本実施例の車両用空調装置は、車両走行用の動力エンジンを搭載する車両の車室内を空調する空調ユニット1の各空調手段を、後記する空調制御装置10によって制御するようにしたエアコンである。空調ユニット1は、車室内に空調空気を導く空気通路を形成する空調ケース2と、この空調ケース2の上流端に結合された送風機3とを備えている。

【0012】空調ケース2内には、後記する冷凍サイクル9の一構成を成すエバポレータ、およびこのエバポレータを通過した冷風を再加熱するヒータコア4が設けられている。そして、ヒータコア4の上流側と下流側とは、ヒータコア4を通過する空気量とヒータコア4を迂回する空気量とを調節する2個のエアミックスドア5が

取り付けられている。【0013】送風機3は、空調ケース2の空気通路内において車室内に向かう空気流を発生させる遠心式ファン6、この遠心式ファン6を回転駆動するブロワモータ7、および遠心式ファン6を回転自在に収容するスクロールケーシング8等から構成されている。なお、スクロールケーシング8は、例えば空調ケース2の上流端に一体的に結合されている。

【0014】次に、本実施例の冷凍サイクル9の構成を図1(a)に基づいて説明する。冷凍サイクル9は、所謂エジェクタサイクルであって、車両に搭載された動力エンジンの駆動力によって気相冷媒（以下ガス冷媒と呼ぶ）を圧縮するコンプレッサ（冷媒圧縮機）11と、圧縮されたガス冷媒を凝縮液化させるコンデンサ（冷媒凝縮器）12と、凝縮液化された液相冷媒（以下液冷媒と呼ぶ）を減圧膨張させるエジェクタ13と、減圧膨張された気液二相冷媒を気液分離する気液分離器14と、液冷媒を吸引する冷媒ポンプ15と、流入した冷媒を蒸発気化させるエバポレータ（冷媒蒸発器）16とから構成されている。

【0015】コンプレッサ11は、コンデンサ12、エジェクタ13および気液分離器14と共に、冷媒配管（冷媒流路）17によって環状に連結されている。このコンプレッサ11には、動力エンジンからコンプレッサ11への回転動力の伝達を断続する電磁クラッチ（図2参照）18が連結されている。この電磁クラッチ18が通電された時に、動力エンジンの回転動力がコンプレッサ11に伝達されてエバポレータ16による空気冷却作用が行われる。コンデンサ12の近傍には、このコンデンサ12内を流れる冷媒を冷却する冷却風を送る冷却フ

ァン19が設置されている。

【0016】エジェクタ13は、コンデンサ12から流入した液冷媒をノズル21より噴出することによって減圧霧化すると共に、吸引部22よりガス冷媒を吸引して、ディフューザ23内で液冷媒とガス冷媒とを混合すると共に昇圧した後に気液分離器14へ気液二相状態の冷媒を送る減圧手段である。気液分離器14は、冷媒入口部24とガス冷媒出口部25と液冷媒出口部（液相冷媒側）26とを有している。

【0017】冷媒ポンプ15は、本発明の冷媒圧送手段に相当する部品で、気液分離器14の液冷媒出口部26とエジェクタ13の吸引部22とを連結するバイパス配管（バイパス流路）27のうちエバポレータ16よりも上流側（の入口側）に設置されている。この冷媒ポンプ15は、ON/OFFの間隔を変更することによって、エバポレータ16に流入する冷媒流量を調節する部品である。例えば冷媒ポンプ15のON時間を長くすれば長くとる程、エバポレータ16に流入する冷媒流量が多くなる。エバポレータ16は、上記のバイパス配管27の途中に設置され、内部を流れる冷媒と空調ケース2内を通過する空気とを熱交換して空気を冷却する空気冷却手段である。

【0018】空調制御装置10は、本発明の空調制御手段に相当する部品で、イグニッションスイッチがオンされたときにバッテリー30から電源が供給されて、車室内前面に設けられた操作パネル上の各スイッチからのスイッチ信号を入力し、各種の制御処理を行う。なお、空調制御装置10内には、CPU、ROM、RAM等からなる周知のマイクロコンピュータが設けられ、リレーコイル34を通電することによりリレースイッチ35が閉じて冷媒ポンプ15を通電し、リレーコイル36を通電することによりリレースイッチ37が閉じて電磁クラッチ18が通電される。

【0019】また、空調制御装置10は、エバポレータ16の出口側の温度を検出する出口温度センサ31、エバポレータ16の出口側の圧力（冷凍サイクル9の低圧圧力、蒸発圧力）を検出する出口圧力センサ32、およびコンプレッサ11の回転速度を検出する回転速度センサ33等の各センサからセンサ信号を入力する。出口温度センサ31と出口圧力センサ32は、本発明の過熱度検出手段に相当する部品であり、回転速度センサ33は、本発明の回転速度検出手段に相当する部品である。

【0020】そして、空調制御装置10は、出口温度センサ31で検出したエバポレータ16の出口側の温度とエバポレータ16の出口側の圧力とからエバポレータ16の出口側の過熱度を算出し、この過熱度が設定値（例えば1℃～2℃）となるように冷媒ポンプ15の回転速度を制御してエバポレータ16に流入する冷媒流量を調節するようにしている。また、空調制御装置10は、回転速度センサ33で検出したコンプレッサ11の回転速

度を入力し、このコンプレッサ11の回転速度による冷媒流量の変動分を吸収するために冷媒ポンプ15の回転速度を制御してコンプレッサ11およびエバポレータ16に流入する冷媒流量を調節するようにしている。

【0021】〔実施例の作用〕次に、本実施例の空調ユニット1の作用を図1ないし図4に基づいて簡単に説明する。ここで、図3は図1(a)における冷凍サイクル9の冷媒回路の冷媒の状態点をモリエル線図上に描いたもので、図1(a)の冷凍サイクル9の冷媒回路上のa～fの冷媒の状態が図3のモリエル線図上のa～fに

対応する。
【0022】また、図3中のPHは冷凍サイクル9の高圧圧力(凝縮圧力)で、PDはコンプレッサ11の吸入圧力で、PLは冷凍サイクル9の低圧圧力(蒸発圧力)で、PSはノズル21の出口圧力である。そして、図3中のGeは冷媒ポンプ15の吸引力によるエバポレータ16に流入する冷媒流量で、Gnはコンプレッサ11の吸引力による冷媒流量である。 ΔP はエジェクタ13の昇圧圧力で、 Δi_e はノズル21での断熱熱落差で、 Δi_r はエジェクタ13によるコンプレッサ11の圧縮仕事回収分である。

【0023】コンプレッサ11で圧縮されて高温高圧となったガス冷媒(状態点b)は、コンデンサ12で凝縮液化されて高温高圧の液冷媒になって(状態点c)、エジェクタ13内に流入する。エジェクタ13内に流入した液冷媒は、ノズル21を通過する際に減圧されて状態点d2に至り、さらにディフューザ23を通過する際に昇圧されて状態点dとなる。

【0024】このとき、ノズル21を液冷媒が通過する際にノズル21から高速で噴出する冷媒回りの圧力低下を利用して、エジェクタ13の吸引部22にバイパス配管27から状態点d1のガス冷媒が吸引される。このため、コンデンサ12から流入した液冷媒とバイパス配管27から吸引されたガス冷媒とがディフューザ23内で混合する。これにより、エジェクタ13より流出する気液二相状態の冷媒は、状態点d1、d2およびコンデンサ12からの冷媒流量とエバポレータ16からの冷媒流量とにより決まる状態点dとなる。

【0025】その後、気液二相状態の冷媒は、冷媒配管17を通過して冷媒入口部24から気液分離器14内に流入してガス冷媒と液冷媒とに分離する。このうちガス冷媒(状態点a)は、コンプレッサ11の吸引力によって気液分離器14のガス冷媒出口部25から流出して冷媒配管17を通過してコンプレッサ11に吸入される。

【0026】一方の気液分離器14内の液冷媒(状態点e)は、冷媒ポンプ15に吸引されて気液分離器14の液冷媒出口部26から流出してバイパス配管27内に流入する。そして、バイパス配管27内に流入した液冷媒は、冷媒ポンプ15の吸引効果により昇圧した(状態点f)後に、エバポレータ16内に流入する。エバポレー

タ16内に流入した液冷媒は、エバポレータ16を通過する蒸発気化した(状態点d1)後に、エジェクタ13の吸引部22に吸引される。

【0027】ここで、エジェクタ13のノズル効率を最適値で使用するためには、エバポレータ16に流入する冷媒流量を一定値に保つ必要があるが、コンプレッサ11を動力エンジンで回転駆動しているため、コンプレッサ11の回転速度は、図4のグラフに示したように、アイドル回転速度(例えば800rpm)から通常の走行速度に見合う回転速度(例えば200rpm)まで変動する。

【0028】そこで、本実施例では、コンプレッサ11の回転速度の変動によって生じる、エバポレータ16に流入する冷媒流量の変動分(図4(c)の従来例の項参照)を吸収するために、コンプレッサ11の回転速度に応じて冷媒ポンプ15の回転速度を制御することにより、コンプレッサ11の吸入圧力を下げようとしている(図4(b)の実施例の項参照)。それによって、コンプレッサ11の吸入比容積を大きくするので、コンプレッサ11に吸引される冷媒流量が一定値(図4(c)の実施例の項参照)に保たれる。

【0029】〔実施例の効果〕車両走行用の動力エンジンにより回転駆動されるコンプレッサ11を用いる空調ユニット1は、全てアイドルリング(アイドル回転速度)の時の冷房能力が少ないという問題点がある。この対応策として、エジェクタ13により、膨張弁でのエネルギーロスを回収し、コンプレッサ11の仕事の軽減と冷媒流量の増大による冷房能力の向上が図れる。

【0030】但し、このエジェクタ13を備えた冷凍サイクル9は、エジェクタ13のノズル効率に大きく依存しているため、上述のように、ノズル効率や蒸発圧力を最適値で使用しないと、冷房能力が逆に低下する心配がある。本実施例では、この問題点を解決する目的でなされたもので、動力エンジン(コンプレッサ11)の回転速度に拘らず、冷媒ポンプ15により強制的に液冷媒をエバポレータ16に循環させることでノズル効率や蒸発圧力を最適値で使用している(図4(a)参照)。これにより、図4(d)に示したように、冷房能力の低下を抑えることができる。特に、本実施例は、従来例と比較してコンプレッサ11の低速領域での冷房能力の向上を図れる。

【0031】冷媒ポンプ15の作動は、出口温度センサ31と出口圧力センサ32とから計算されるエバポレータ16の出口側の過熱度(スーパーヒート量)に対し、通常のスーパーヒート量(設定値:例えば10℃)を中心に $\pm 1^\circ\text{C}$ で、ON/OFF制御を行えば良い。なお、スーパーヒート量は、10℃に限るものではなく、小さければ小さい程、空気への熱伝達率が向上する。

【0032】〔変形例〕本実施例では、本発明を車両用空調装置(エアコン)に適用したが、本発明を車両

用冷房装置、車両用冷蔵装置または車両用冷凍装置に適用しても良い。また、本発明を定置式の冷凍装置に適用しても良い。

【0033】本実施例では、コンプレッサ11を車両走行用の動力エンジンにより回転駆動したが、コンプレッサ11を車両走行用の動力エンジンとは別の補助エンジン（サブエンジン）により回転駆動しても良い。また、コンプレッサ11を電動モータ等の他の駆動手段により回転駆動しても良い。

【0034】本実施例では、エジェクタ13と気液分離器14との間を冷媒配管17により連結したが、その冷媒配管17の途中に第1冷媒蒸発器を設置しても良い。この場合には、エバポレータ16は第2冷媒蒸発器となる。また、気液分離器14と冷媒ポンプ15との間に、必要であれば減圧装置（固定絞り）を設置しても良い。

【0035】本実施例では、冷媒ポンプ15をエバポレータ16よりも上流側のバイパス配管27に設置したが、電動式コンプレッサ等の冷媒圧送手段をエバポレータ16よりも下流側のバイパス配管27に設置しても良い。

【図面の簡単な説明】

【図1】（a）は冷凍サイクルの冷媒回路を示した回路図で、（b）は車両用空調装置の通風系を示した概略図である（実施例）。

【図2】車両用空調装置の制御系を示した電気回路図である（実施例）。

【図3】冷凍サイクルのモリエル線図である（実施例）。

【図4】コンプレッサの回転速度に対する蒸発圧力、コンプレッサの吸入圧力、冷媒吸引流量、冷房能力の関係

を示したグラフである（実施例）。

【図5】従来のエジェクタを示した断面図である（従来例）。

【図6】ノズル入口乾き度とノズル効率との関係を示したグラフである（従来例）。

【図7】従来のエジェクタを示した断面図である（従来例）。

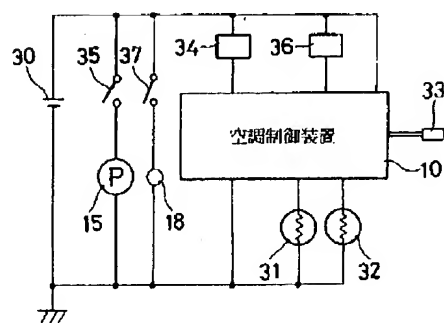
【図8】ノズル出口径とノズル効率との関係を示したグラフである（従来例）。

【図9】エバポレータの冷媒流量とエジェクタでの昇圧性能との関係を示したグラフである（従来例）。

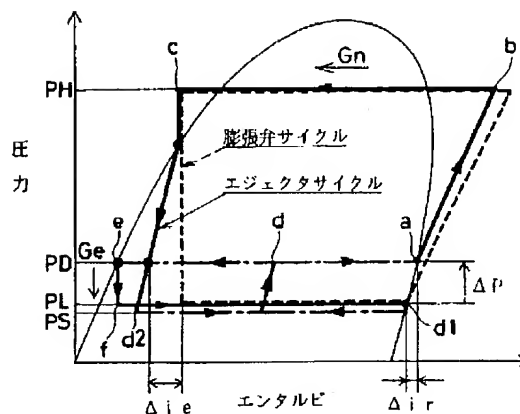
【符号の説明】

- 1 空調ユニット
- 9 冷凍サイクル
- 10 空調制御装置（空調制御手段）
- 11 コンプレッサ（冷媒圧縮機）
- 12 コンデンサ（冷媒凝縮器）
- 13 エジェクタ
- 14 気液分離器
- 15 冷媒ポンプ（冷媒圧送手段）
- 16 エバポレータ（冷媒蒸発器）
- 17 冷媒配管（冷媒流路）
- 21 ノズル
- 22 吸引部
- 26 液冷媒出口部（液相冷媒側）
- 27 バイパス配管（バイパス流路）
- 31 出口温度センサ（過熱度検出手段）
- 32 出口圧力センサ（過熱度検出手段）
- 33 回転速度センサ（回転速度検出手段）

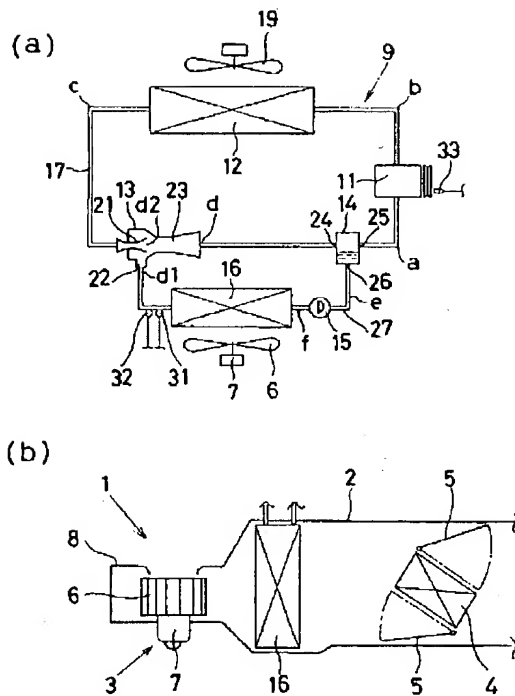
【図2】



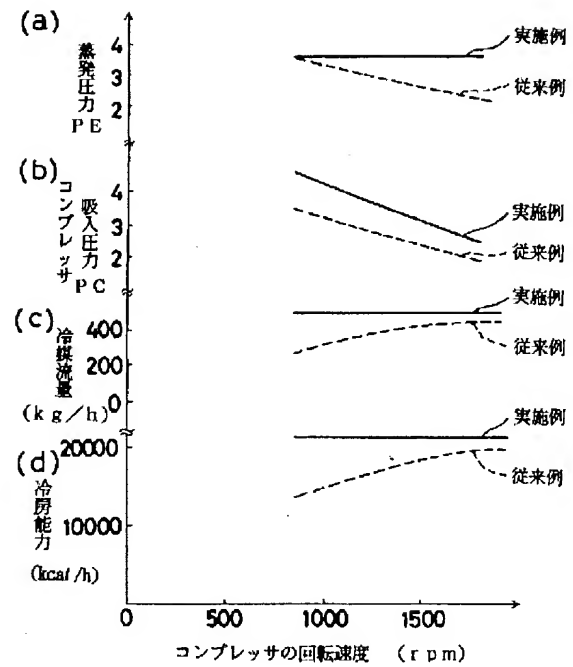
【図3】



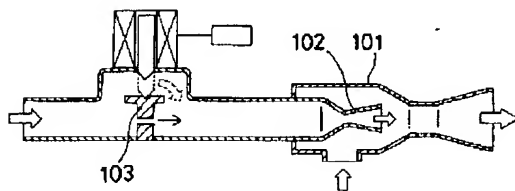
【図1】



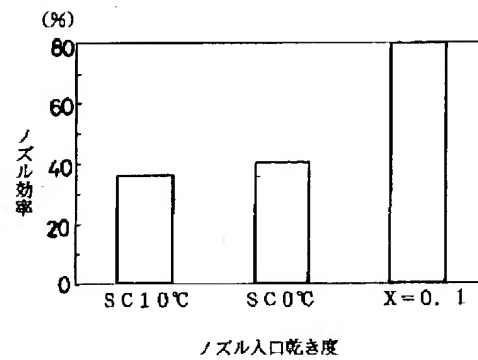
【図4】



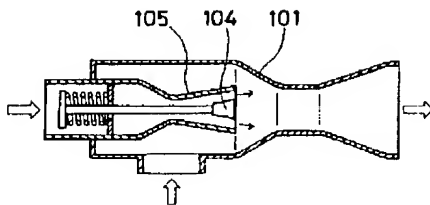
【図5】



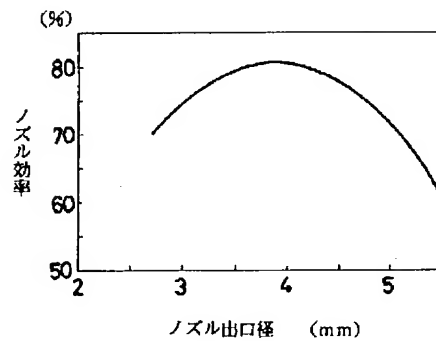
【図6】



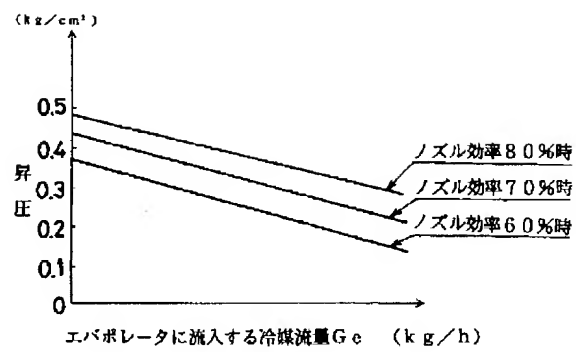
【図7】



【図8】



【図9】



AT-NO: JP410205898A
DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 10205898 A
TITLE: FREEZING DEVICE
PUBN-DATE: August 4, 1998

INVENTOR-INFORMATION:
NAME
TAKEUCHI, HIROTSUGU

ASSIGNEE-INFORMATION:
NAME DENSO CORP COUNTRY
N/A

APPL-NO: JP09009710
APPL-DATE: January 22, 1997

INT-CL (IPC): F25B001/00

ABSTRACT:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide an air conditioning device capable of preventing a reduction in freezing capability under an application of the most suitable value of an evaporating pressure in a freezing cycle or a nozzle efficiency.

SOLUTION: A freezing cycle 9 is constructed such that a compressor 11, a condenser 12, an ejector 13 and a gas-liquid separator 14 are connected in a ring-form by a refrigerant pipe 17, a liquid refrigerant outlet section 26 of the gas-liquid separator 14 and a suction part 22 of the ejector 13 are connected by a bypass pipe 27 and an evaporator 16 is arranged at the midway part of the bypass pipe 27. A refrigerant pump 15 for forcedly supplying liquid refrigerant to the evaporator 16 is installed in the midway

part of the
bypass pipe 27 for connecting the liquid refrigerant outlet section
26 of the
gas-liquid separator 14 and an inlet side of the evaporator 16.
Then, a flow
rate of refrigerant sucked into the compressor 11 is kept at a
specified value
in such a way that a rotational speed of the refrigerant pump 15 is
controlled
in response to a rotational speed of the compressor 11.

COPYRIGHT: (C)1998,JPO